

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA

Fakulta strojní

Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení

Hydraulický pohon krokového dopravníku

Hydraulic Drive of Stepping Conveyer

Student:

Marek Slawik

Vedoucí práce:

Dr. Ing. Miroslav Bova

Ostrava 2012

Místopřisežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci, včetně příloh, vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě 21.5.2012

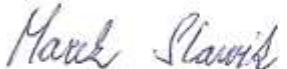
.....
Marcel Slawek

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́доміі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně, ke své vnitřní potřebě, bakalářskou práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́доміі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: 21.5.2012


.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce: Marek Slawik

Adresa trvalého pobytu autora práce: Zámecká 185, Sudice

Zadání bakalářské práce

Student: **Marek Slawik**
Studijní program: B2341 Strojírenství
Studijní obor: 2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení
Téma: **Hydraulický pohon krokového dopravníku**
Hydraulic Drive of Stepping Conveyor

Zásady pro vypracování:

Proveďte rozbor použitelnosti dopravníků pro tlakové láhve
Proveďte kinematický návrh vybraného řešení
Proveďte silový rozbor a potřebné pevnostní výpočty
Zpracujte projekční řešení hydraulického pohonu
Zpracujte konstrukční návrh krokového dopravníku

Seznam doporučené odborné literatury:


SIVÁK, V. Projektování hydraulických systémů. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1990.331s. Skriptum ISBN 80-7078-037-1
PIVOŇKA, J. Tekutinové Mechanismy. Praha: SNTL, 1987, 623s
Projekční podklady firmy Interfluid spol. s r.o.
DOBROVSKÝ, B. Přehled strojírenství, ROH-Práce 1954, 1090s

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **Dr. Ing. Miroslav Bova**

Datum zadání: 16.12.2011

Datum odevzdání: 21.05.2012


prof. RNDr. Milada Kozubková, CSc.
vedoucí katedry




prof. Ing. Radim Farana, CSc.
děkan fakulty

ANOTACE BAKALAŘSKÉ PRÁCE

SLAWIK, M. *Hydraulický pohon krokového dopravníku: bakalářská práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2012, 41 s. Vedoucí práce: Dr. Ing. Bova, M.

Bakalářská práce se zabývá konstrukčním návrhem hydraulického pohonu krokového dopravníku pro 7 kusů tlakových láhví v jednom kroku. V úvodu je proveden rozbor použitelnosti dopravníků pro tlakové lahve. Krokový dopravník jednoznačně splňuje všechny zadané požadavky k přepravě tlakových lahví. Na základě provedeného rozboru je dále řešen kinematický návrh navrženého řešení. Následuje silový rozbor kinematického návrhu, který doplňují pevnostní výpočty. Poté jsou odhadnuty hydromotory, u kterých jsou uvedeny výpočty jejich tlaků a průtoků. Následně je navržen samotný agregát. Výsledkem je projekční řešení hydraulického pohonu s označením jednotlivých navržených prvků a konstrukční návrh krokového dopravníku.

ANNOTATION OF BACHLOR THESIS

SLAWIK, M. *Hydraulic Drive of Stepping Conveyor : Bachelor Thesis*. Ostrava : VŠB - Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydrodynamics and Hydraulic Equipment, 2012, 41 p. Thesis head: Dr.Ing. Bova, M.

The bachelor thesis is dealing with the design of the construction of hydraulic drive of stepping conveyor for 7 pieces cylinders in one step. In the introduction is analyzed the applicability of conveyors for cylinders. Stepping conveyor clearly satisfies all the stated requirements for transport of cylinders. Based on the analysis is solved kinematic design of the proposed solution. Follow kinematic analysis of power and strength calculations. Then are estimated hydraulic cylinders, where are calculations of pressures and flow rates. Then is design unit itself. The result is hydraulic drive design solutions with designation of individual elements and construction design of stepping conveyor.

OBSAH

1 ÚVOD	10
2 ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ DOPRAVNÍCH ZAŘÍZENÍ	11
2.1 PÁSOVÝ DOPRAVNÍK	12
2.2 LANOPÁSOVÝ DOPRAVNÍK	13
2.3 ŘETĚŽOVÉ DOPRAVNÍKY	13
2.3.1 Článekové dopravníky	14
2.3.2 Redlerové dopravníky	14
2.3.3 Hřeblové dopravníky	15
2.3.4 Podvěsné dopravníky	16
2.4 KOREČKOVÉ ELEVÁTORY	17
2.5 KROKOVÉ DOPRAVNÍKY	17
2.6 ŠNEKOVÉ DOPRAVNÍKY	18
2.7 VIBRAČNÍ DOPRAVNÍKY	19
2.8 DOPRAVNÍ TRATĚ	19
3 ROZBOR POUŽITELNOSTI DOPRAVNÍKŮ PRO TLAKOVÉ LÁHVE	20
3.1 POŽADAVEK NA PŘEPRAVU TLAKOVÝCH LÁHVÍ	21
3.2 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKU POUŽITELNOSTI	21
4 KINEMATICKÝ NÁVRH	22
4.1 ZVEDÁNÍ ZÁTĚŽE	22
4.2 POSUV ZÁTĚŽE DOPŘEDU	22
4.3 SPOUŠTĚNÍ ZÁTĚŽE	23
4.4 POSUV ZPĚT BEZ ZÁTĚŽE	23
5 SILOVÉ VÝPOČTY	24
6 SILOVÝ ROZBOR	26
7 ODHAD HYDROMOTORŮ	28
7.1 URČENÍ KINEMATIKY POHYBU A DOBY CYKLU	29
7.2 VÝPOČET TLAKŮ A PRŮTOKŮ	31
7.3 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ TLAKŮ A PRŮTOKŮ	34
8 NÁVRH AGREGÁTŮ	34
8.1 NÁVRH HYDROGENERÁTORŮ	34
8.2 NÁVRH ELEKTROMOTORU	35
9 POPIS HYDRAULICKÉHO OBVODU	35
9.1 ZÁKLADNÍ PRVKY	35

9.2	PŘÍSLUŠENSTVÍ	35
9.3	POPIS FUNKCE	35
10	PEVNOSTNÍ VÝPOČTY	36
10.1	VÝPOČET ČEPŮ HYDROMOTORŮ	36
10.1.1	Hydromotor 1	36
10.1.2	Hydromotor 2	37
10.2	VÝPOČET ČEPU ZVEDAČE	38
11	ZÁVĚR	39
12	POUŽITÁ LITERATURA	40
13	PŘÍLOHY	41

SEZNAM POUŽITÉHO ZNAČENÍ

Značka	Název	Jednotka
D_P	průměr pístu hydromotoru 2	[m]
D_Z	průměr pístu hydromotoru 1	[m]
F_P	síla působící při posuvu	[N]
F_Z	síla působící při zvedání	[N]
P	výkon elektromotoru	[W]
Q_{1P}	průtok hydromotorem 2 (zasouvání pístnice)	[m ³ .s ⁻¹]
Q_{1Z}	průtok hydromotorem 1 (vysouvání pístnice)	[m ³ .s ⁻¹]
Q_{2P}	průtok hydromotorem 2 (vysouvání pístnice)	[m ³ .s ⁻¹]
Q_{2Z}	průtok hydromotorem 1 (zasouvání pístnice)	[m ³ .s ⁻¹]
Q_g	průtok hydrogenerátorem	[m ³ .s ⁻¹]
Q	skutečný průtok hydrogenerátorem	[m ³ .s ⁻¹]
S_{1P}	plocha pístu hydromotoru 2	[m ²]
S_{1Z}	plocha pístu hydromotoru 1	[m ²]
S_{2P}	plocha mezikruží hydromotoru 2	[m ²]
S_{2Z}	plocha mezikruží hydromotoru 1	[m ²]
V_g	geometrický objem hydrogenerátoru	[m ³]
a	zrychlení	[m.s ⁻²]
$d_{\epsilon 1}$	průměr čepu hydromotoru 1	[m]
$d_{\epsilon 2}$	průměr čepu hydromotoru 2	[m]
$d_{\epsilon 3}$	průměr čepu kostry zvedače	[m]
d_P	průměr čepu pístnice hydromotoru 2	[m]
d_Z	průměr čepu pístnice hydromotoru 1	[m]
g	gravitační zrychlení	[m.s ⁻²]
i_L	počet tlakových lahví	[1]
k_{SP}	provozní koeficient	[1]
m_L	hmotnost tlakové láhve	[kg]
m_S	hmotnost stolu	[kg]
m_Z	hmotnost zatížení	[kg]
n_g	otáčky hydrogenerátoru	[s ⁻¹]
n_S	součinitel bezpečnosti	[1]
p	tlak v systému	[Pa]
p_{1P}	tlak v hydromotoru 2 (zasouvání pístnice)	[Pa]

p_{1Z}	tlak v hydromotoru 1 (vysouvání pístnice)	[Pa]
p_{2P}	tlak v hydromotoru 2 (vysouvání pístnice)	[Pa]
p_{2Z}	tlak v hydromotoru 1 (zasouvání pístnice)	[Pa]
s_{HM1}	zdvih hydromotoru 1	[m]
s_{HM2}	zdvih hydromotoru 2	[m]
t_1	čas k zvednutí	[s]
t_2	čas k posunu	[s]
t_3	čas ke spuštění	[s]
t_4	čas k posunu	[s]
v_{1P}	rychlost zasouvání pístnice hydromotoru 2	[m.s ⁻¹]
v_{1Z}	rychlost vysouvání pístnice hydromotoru 1	[m.s ⁻¹]
v_{2P}	rychlost vysouvání pístnice hydromotoru 2	[m.s ⁻¹]
v_{2Z}	rychlost zasouvání pístnice hydromotoru 1	[m.s ⁻¹]
π	matematická konstanta	[1]
τ_{DS}	dovolené smykové napětí	[Pa]
τ_{S1}	smykové napětí v čepu hydromotoru 1	[Pa]
τ_{S2}	smykové napětí v čepu hydromotoru 2	[Pa]
τ_{S3}	smykové napětí v čepu kostry zvedače	[Pa]

1 ÚVOD

Manipulace s materiálem, pod kterou doprava neodmyslitelně patří, hraje významnou roli každého technologického procesu. Doprava materiálu ovlivňuje výrazně bezpečnost, ekonomiku a hlavně kvalitu práce nejen ve strojírenství, stavebnictví nebo v těžebním průmyslu.

Pro dopravu v linkách se obecně používají dopravníky. Dopravníky jsou definovány jako zařízení pro nepřetržitý pohyb materiálů, ať už v podobě sypkého materiálu, kusových výrobků, nebo ucelených manipulačních jednotek. Již v devatenáctém století se začaly objevovat první dopravníky, které se svou konstrukcí řadily mezi velmi primitivní stroje. Roku 1901 byla vynalezena a poprvé vyrobena ocel pro dopravní pásy, stalo se tak v továrně Sandvik ve Švédsku. V letech 1910 až 1912 Henry Ford jako první použil pásový dopravník k průmyslové výrobě svého prvního dostupného modelu T, který postavil Ameriku na kola. Od té doby šel vývoj a konstrukce jednotlivých dopravníků výrazně kupředu.

Cílem bakalářské práce je najít vhodné a jednoduché řešení pohonu dopravníku pro tlakové láhve. Základním parametrem pro návrh a následný výpočet hydraulického obvodu je maximální zatěžující síla, která působí na konstrukci dopravníku. Hydraulický systém bude navržen s ohledem na plynulý a rovnoměrný chod přepravovaných tlakových lahví.

2 ZÁKLADNÍ ROZDĚLENÍ DOPRAVNÍCH ZAŘÍZENÍ

Dopravní zařízení jsou spojena s dopravou plynulou, ať už s plynulým tokem materiálů (sypké materiály) nebo v pravidelných dávkách (sypké i kusové hmoty). Unášecí prostředek se pohybuje s nákladem, přenáší zatížení od nákladu do nosné konstrukce a předává nákladu energii potřebnou k pohybu. Tažný prostředek (prvek) je část dopravníku předávající energii z pohonu na unášecí prostředek. V některých případech, např. dopravní pás, jsou unášecí a tažné prostředky identické.

Dopravní zařízení se dají rozdělit z několika hledisek např. podle unášecího prostředku, konstrukčního uspořádání a apod. [1]

Pro účely této bakalářské práce je uvedeno toto zjednodušené rozdělení:

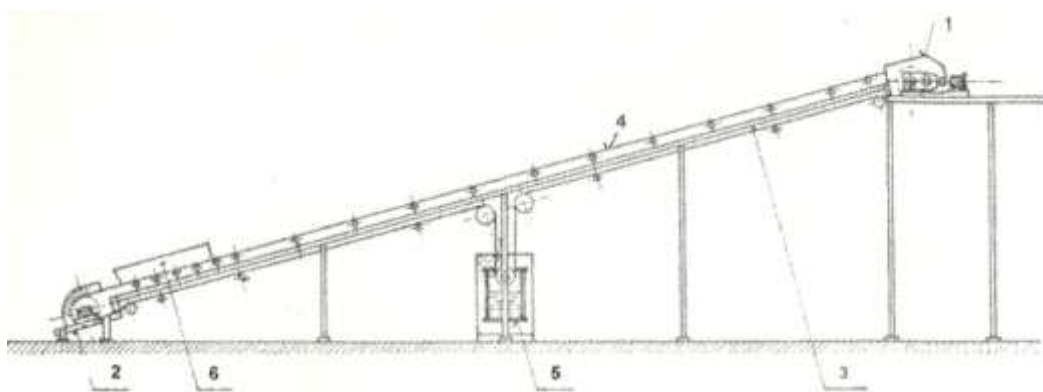
Dopravníky	-s tažným prvkem	- pásové	
		- lanopásové	
		- řetězové	- článkové
			- redlerové
			- hřeblové
			- podvěsné
		- korečkové elevátory	
		- destičkové	
		- krokové	
	- bez tažného prvku	- šnekové	
		- vibrační	
Dopravní tratě	- poháněné		
	- nepoháněné		

2.1 PÁSOVÝ DOPRAVNÍK

Pásový dopravník je dopravník, jehož unášecím prostředkem je nekonečný dopravní pás obíhající mezi poháněcím a vratným bubnem a doplněný dalšími konstrukčními prvky, potřebnými pro provoz dopravníku. Je určen pro přímočarou, vodorovnou a úklonnou dopravu sypkých materiálů na krátké, střední i dlouhé vzdálenosti.

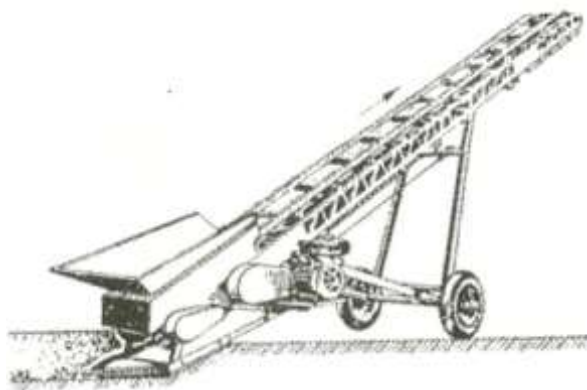
Výhodou pásových dopravníků je plynulá doprava s velkým dopravním výkonem, vhodnost pro přepravu prakticky všech sypkých materiálů, malé pohybové odpory, bezhlučný chod, bezpečný a spolehlivý provoz a jednoduchá konstrukce se snadnou montáží a demontáží. Určitou nevýhodou je velký počet rotujících částí (údržba).

Dopravníky se dělí na stabilní a přemístitelné (přesuvné). Příklad stabilního dopravníku je na Obr. 2.1.1, příklad přemístitelného dopravníku na Obr. 2.1.2. [1]



1 - poháněcí pás, 2 – vratná stanice, 3 – nosná konstrukce pasového dopravníku,
4 – dopravní pás, 5 – napínací zařízení, 6 – sýpka

Obr. 2.1.1 Stabilní úklonný pásový dopravník pro technologickou dopravu [1]

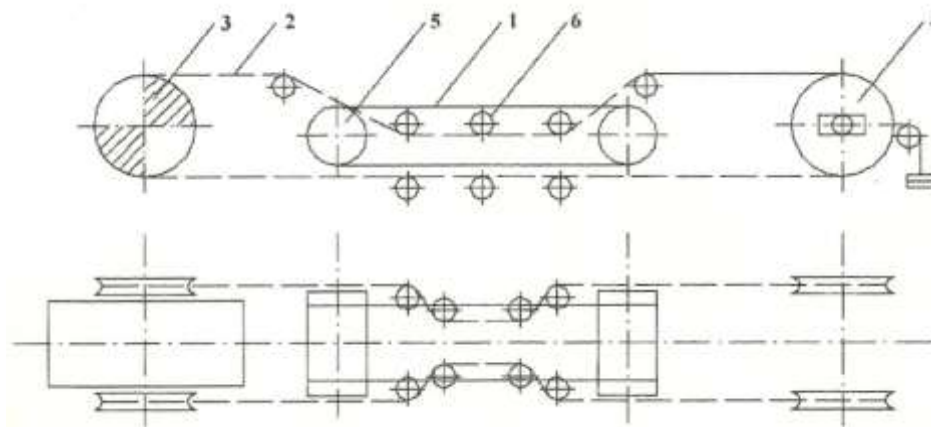


Obr. 2.1.2 Pojízdný pásový dopravník [1]

2.2 LANOPÁSOVÝ DOPRAVNÍK

Lanopásový dopravník je dopravník, jehož nosným prvkem je speciální dopravní pás, podepíraný v nosné i vratné větvi dvěma nekonečnými tažnými lany.

Lanopásový dopravník je vhodný pro vodorovnou a úklonnou přímočarou kapacitní dálkovou dopravu sypkých materiálů, např. uhlí. Jeho výhodou, oproti pásovému dopravníku, jsou menší pohybové odpory a pevnější tažné prvky. Nevýhodou je složitost konstrukce a z toho vyplývající větší investiční náklady. [1]



1 – dopravní pás, 2 – tažné lano, 3 – poháněcí stanice, 4 – vratná stanice,

5 – výsypný buben, 6 – trať

Obr. 2.2 Princip lanového dopravníku [1]

2.3 ŘETĚŽOVÉ DOPRAVNÍKY

Řetězové dopravníky jsou dopravníky, jejichž unášecím nebo tažným prostředkem je jeden nebo dvojice nekonečných řetězů [1].

V běžné praxi se setkáváme se třemi typy těchto dopravníků

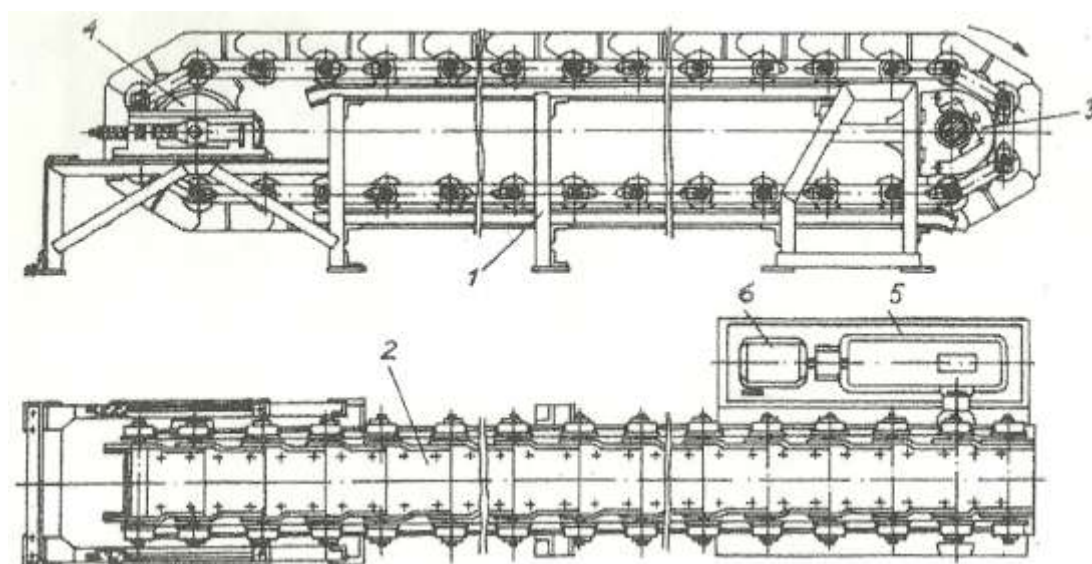
- dopravníky článkové
- dopravníky redlerové
- dopravníky hřeblové
- dopravníky podvěsné

2.3.1 Článekové dopravníky

Článekový dopravník je dopravník, jehož unášecím prostředkem je článekové dopravní pásmo a tažným prvkem jeden až dva nekonečné řetězy. Řetěz(y) spolu s články vytváří plastický pás dopravníku, který je velmi ohebný, schopný procházet svislé, ale i vodorovné oblouky.

Článekový dopravník je vhodný pro dopravu sypkých abrazivních materiálů o poměrně vysokých teplotách, i pro dopravu kusových materiálů.

Výhodou těchto dopravníků je možnost dopravy horkých a abrazivních materiálů a doprava do oblouku, nevýhodou velká „mrtvá hmotnost“ pohybujících se částí a velká energetická náročnost. [1]



1 – nosná konstrukce s vedením, 2 – článekový pás s tažnými řetězy, 3 – poháněcí stanice,
4 – vratná stanice, 5 – převodovka, 6 - motor

Obr. 2.3.1. Hlavní části článekového dopravníku [1]

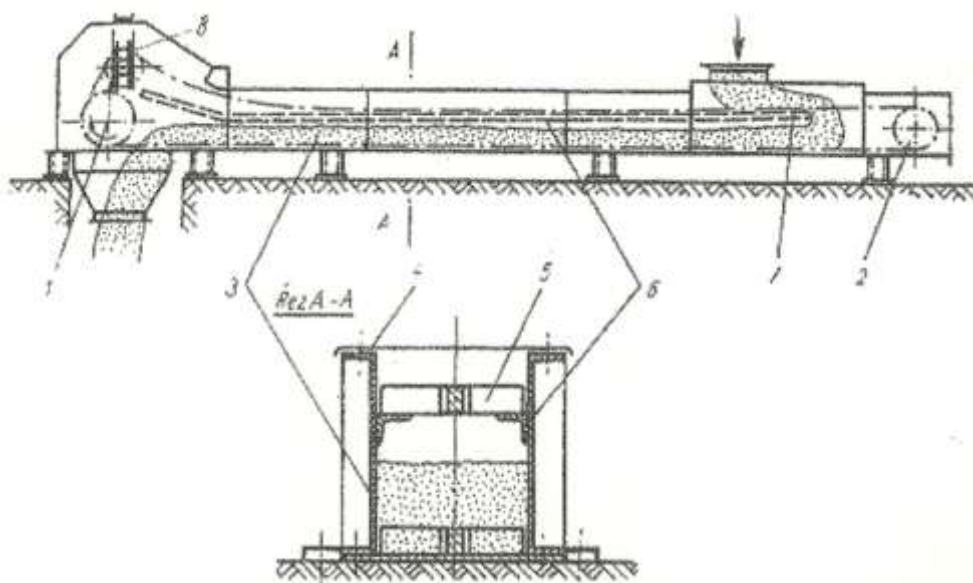
2.3.2 Redlerové dopravníky

Redler je dopravník, jehož tažným prvkem je řetězové pásmo s unášeci, posouvající materiál v uzavřeném žlabu v průřezu větším, než je čelní plocha unášече.

Materiál horní vrstvy spočívá na materiálu vrstvy spodní a je unášen rozdílem vnitřních sil od vnitřního tření mezi vrstvami v rovině horní hrany unášечů a třecích sil mezi materiálem a stěnami žlabů.

Redlery se používají pro dopravu práškových a zrnitých materiálů. Vzhledem k přímému kontaktu materiálu s vodicím žlabem, nejsou příliš vhodné pro dopravu abrazivních materiálů anebo vyžadují speciální úpravu. Nejsou vhodné ani pro dopravu lepkavých a lehce drtitelných materiálů.

Redlery se používají pro dopravu vodorovnou, úklonnou i svislou, pro přímý směr i do oblouku, ale jen ve směru ohybu řetězu. Často se redlery používají pro vynášení materiálu ze zásobníku, jako podavače. [1]



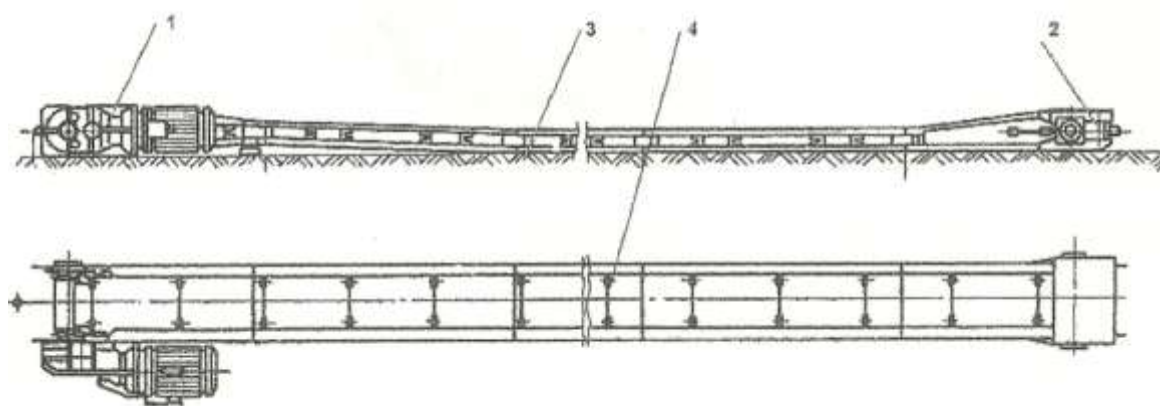
1 – poháněcí stanice, 2 – vratná stanice, 3 – žlab, 4 – víko, 5 – řetěz s unášeci, 6 – vedení,
7 – mezidno, 8 – napínací ústrojí

Obr. 2.3.2 Hlavní části redleru [1]

2.3.3 Hřeblové dopravníky

Hřeblový dopravník je dopravník, jehož vodicím prvkem je speciální žlab a tažným prvkem řetězové pásmo s hřebly. Materiál se posouvá v horní větvi žlabu po tzv. kluznici. Dopravník je vhodný pro přímočarou, vodorovnou a úklonnou (do cca $\pm 30^\circ$) dopravu neabrazivních materiálů, zejména uhlí.

Jeho výhodou je velká nezávislost na způsobu uložení trati. Mezi nevýhody nutno uvést velkou energetickou náročnost, značné opotřebení žlabů a velkou hmotnost jednotlivých dílů. Jedná se o typický důlní dopravník. [1]

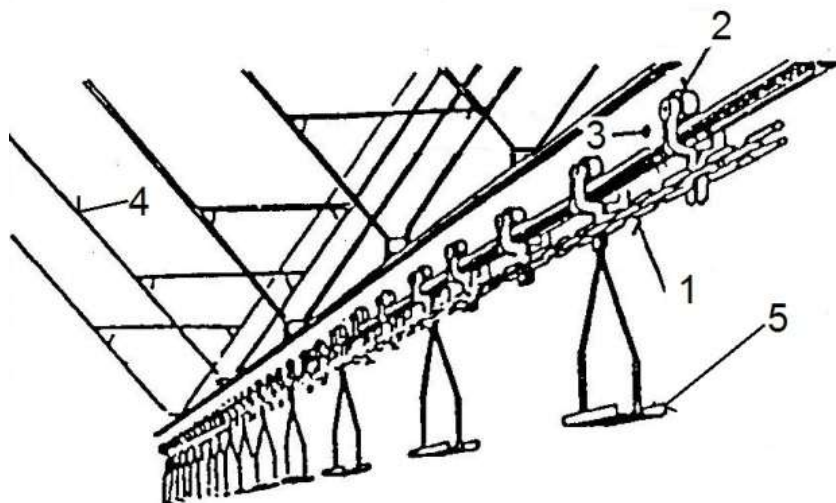


1 – poháněcí stanice, 2 – vratná stanice, 3 – trať, 4 – řetězové pásmo s hřebly

Obr. 2.3.3 Hřeblový dopravník [1]

2.3.4 Podvěsné dopravníky

Podvěsný dopravník je dopravní zařízení, kde se náklad pohybuje pod nosným prostředkem. Jejich základní vlastností je, že umožňují dosáhnout svou dopravní dráhou libovolného bodu daného prostoru pracoviště. Hlavní výhodou podvěsných dopravníků je využití nadpodlažního prostoru. Mohou překonávat výškové rozdíly, obcházet sloupy, překlady a vyhýbat se všem prostorovým překážkám. Využívají se ve vnitro - objektové a vnitro - závodové dopravě, často ovšem i k mezioperační, montážní a skladové manipulaci. [1]



1 – tažný řetěz, 2 – vozík, 3 – vodicí dráha, 4 – konstrukce, 5 – závěs (úchyt)

Obr. 2.3.4 Podvěsný dopravník

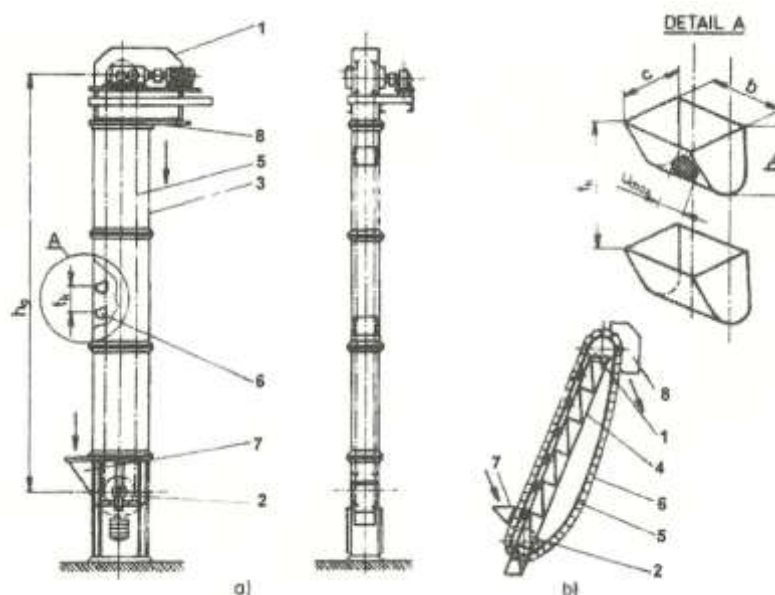
2.4 KOREČKOVÉ ELEVÁTORY

Korečkový elevátor je dopravník pro svislou nebo šikmou dopravu, jehož unášejícím tažným prvkem je nekonečný dopravní pás, řetěz nebo dvojice řetězů a nosným prvkem korečky, mechanicky s unášecím prvkem spojené.

Je určen pro svislou a úklonnou dopravu jemnozrnných a drobně kusovitých materiálů (cement, písek, šterk apod.).

V posledním období se tento dopravník stále více používá i v potravinářském a chemickém průmyslu i jako dopravník pro mezioperační manipulaci.

Výhodou dopravníku je nízká spotřeba energie (vyvážení obou větví), malý vestavěný prostor, relativně vysoký dopravní výkon, spolehlivý provoz, u řetězových provoz v horkém prostředí. Částečnou nevýhodou může být omezená dopravní výška a prašnost při dopravě některých materiálů. [1]



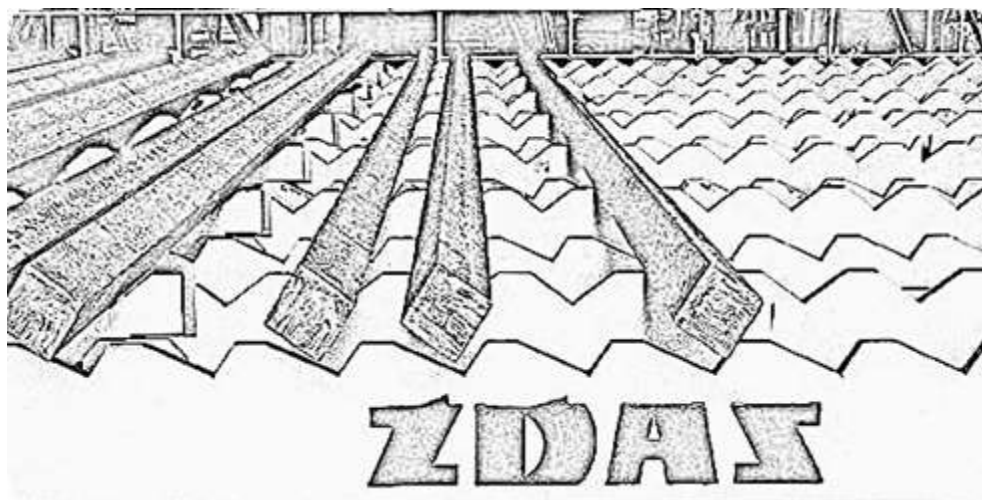
1 – poháněcí stanice, 2 – vratná stanice s napínáním, 3 – šachta, 4 – konstrukce, 5 – tažný prvek, 6 – korečky, 7 – násypka, 8 – výsypka

Obr. 2.4 Hlavní části korečkového elevátoru [1]

2.5 KROKOVÉ DOPRAVNÍKY

Krokový dopravník je jednoduchý dopravník pro vodorovnou dopravu tlakových lahví, hřidel, trubek, apod. Jeho unášecím prostředkem jsou prizmatické bočnice, které vykonávají krokový pohyb.

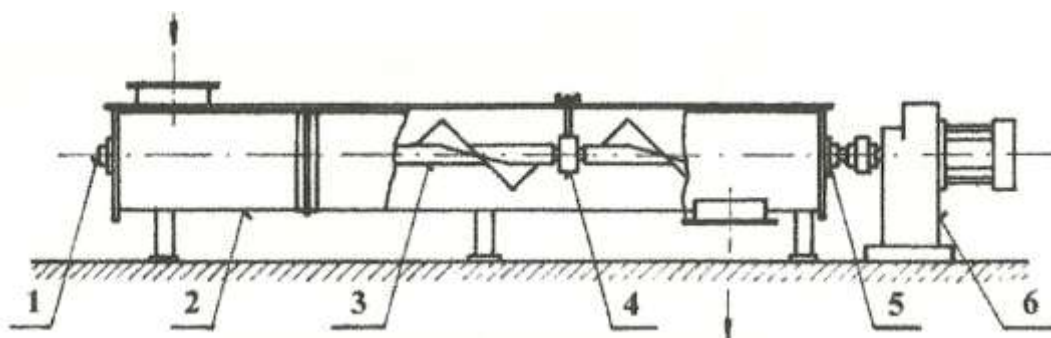
Výhodou těchto dopravníků je šetrný transport hotových výrobků na prizmatech z umělé hmoty, jednoduchá montáž, nízkonákladový dopravní systém.



Obr. 2.5 Krokový dopravník

2.6 ŠNEKOVÉ DOPRAVNÍKY

Šnekový dopravník je dopravník, jehož pracovním prvkem je šnekovnice rotující v pevném žlabu, přičemž tření mezi materiálem a žlabem (tření za klidu) je větší než tření mezi rotující šnekovnicí a materiálem (tření za pohybu). Výsledkem je, že se materiál posouvá ve žlabu, i když materiál šnekovnice i žlabu (ocelový plech) je stejný. [1]



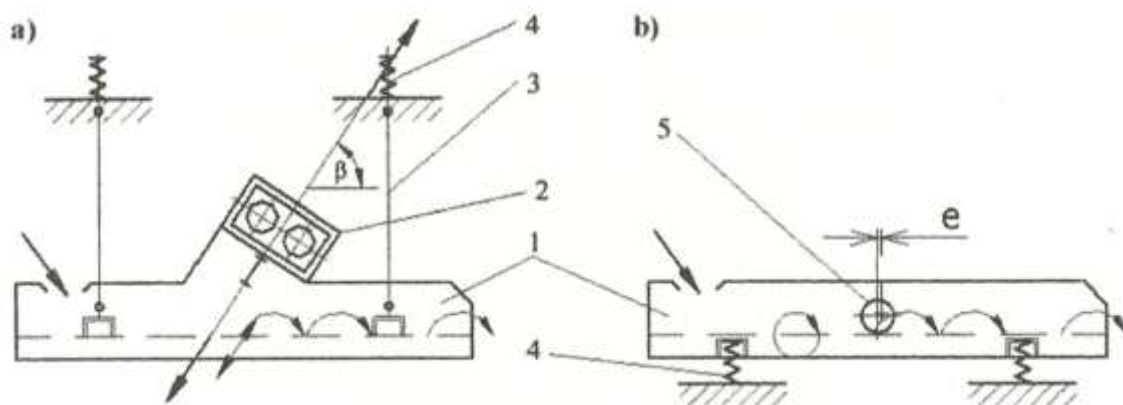
1 – koncová ložisko šnekového hřídele, 2 – žlab, 3 – šnekový hřídel, 4 – závěsné ložisko šnekového hřídele, 5 – ložisko pohonu, 6 – pohon

Obr. 2.6 Šnekový dopravník [1]

2.7 VIBRAČNÍ DOPRAVNÍKY

Vibrační dopravník je dopravník, který využívá k přemísťování materiálů setrvačných sil, působících na částice dopravovaného materiálu.

Jsou vhodné pro přímočarou, vodorovnou a úpadní dopravu (do 15 deg) práškových nebo sypkých materiálů na krátké vzdálenosti. Používají se ve všech průmyslových odvětvích. Zvláště vhodné je jejich použití pro dopravu hmot abrazivních, chemicky agresivních, horkých, prašných a plynujících. [1]



1 – dopravní žlab, 2 – elektromagnetický nebo elektromechanický budič kmitů, 3 – závěsná táhla s klouby, 4 – podpěrné pružiny, 5 – pohon s výstředníkovým hřídelem

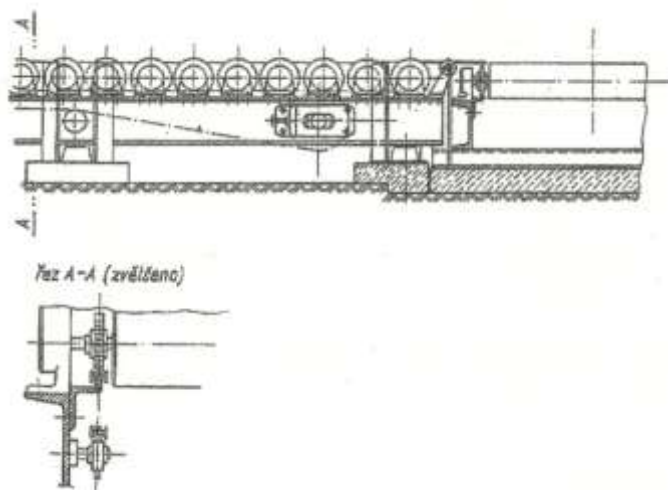
Obr. 2.7 Vibrační podavač a) elektromagnetický, závěsný, s přímočarým kmitáním, b) výstředníkový, podepřený, s kruhovým kmitáním [1]

2.8 DOPRAVNÍ TRATĚ

Válečkovou trať tvoří soustava válečků otočných kolem os, uložených v rámu a kolmých na směr dopravy. Válečková trať je přímá nebo oblouková.

Válečkové tratě jsou součástí výrobních linek nebo tvoří samostatné dopravní linky v rámci vnitropodnikové dopravy. Slouží výhradně k přepravě kusového materiálu. Válečky se vyrábějí v normalizovaných průměrech a délkách.

Pohyb předmětů na válečkové trati a se realizuje buď vlastní tíhou, nebo jsou válečky poháněny a tažnou silou je tření mezi válečky a předměty. Pohon válečku je skupinový nebo jsou válečky vybaveny samostatnými motory. [1]

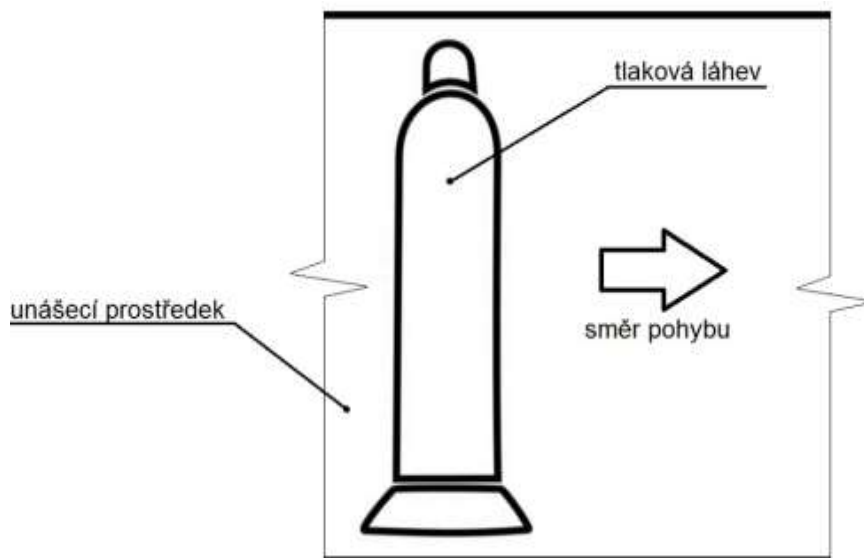


Obr. 2.8 Dopravní trať [1]

3 ROZBOR POUŽITELNOSTI DOPRAVNÍKŮ PRO TLAKOVÉ LÁHVE

Požadavek na přepravu tlakových lahví je popsán následovně. Tlaková láhev leží na unášecím prostředku, transport probíhá ve vodorovné poloze. Pro srozumitelnost slouží obrázek Obr. 3.1.

Následuje tabulka použitelností jednotlivých dopravníků, která vylučuje nepoužitelné druhy dopravníku k přepravě tlakových lahví.



Obr. 3.1 Smysl pohybu tlakové láhve

3.1 POŽADAVEK NA PŘEPRAVU TLAKOVÝCH LÁHVÍ

- 1) Tlaková láhev leží na unášecím prostředku a je transportovaná ve vodorovné poloze.
- 2) Tlaková láhev je zajištěna proti samovolnému pohybu na unášecím prostředku.
- 3) Tlaková láhev se pohybuje s unášecím prostředkem radiálním směrem.
- 4) Zajištění rovnoměrného pohybu sedmi tlakových lahví v jednom kroku.

Tab. 3.1 Použitelnost jednotlivých typu dopravníků v závislosti na stanovených požadavcích pro jejich přepravu:

Druh dopravníku	vyhovuje / nevyhovuje požadavku			
	1	2	3	4
Pásový	vyhovuje	vyhovuje	vyhovuje	nevyhovuje
Lanopásový	vyhovuje	vyhovuje	vyhovuje	nevyhovuje
Článekový	vyhovuje	vyhovuje	nevyhovuje	nevyhovuje
Redlerový	nevyhovuje	nevyhovuje	nevyhovuje	nevyhovuje
Hřeblový	vyhovuje	nevyhovuje	nevyhovuje	nevyhovuje
Podvěsný	vyhovuje	vyhovuje	nevyhovuje	nevyhovuje
Korečkový	nevyhovuje	nevyhovuje	nevyhovuje	nevyhovuje
Krokový	vyhovuje	vyhovuje	vyhovuje	vyhovuje
Šnekový	nevyhovuje	nevyhovuje	nevyhovuje	nevyhovuje
Vibrační	nevyhovuje	nevyhovuje	nevyhovuje	nevyhovuje
Dopravní tratě	vyhovuje	nevyhovuje	vyhovuje	nevyhovuje

3.2 ZHODNOCENÍ VÝSLEDKU POUŽITELNOSTI

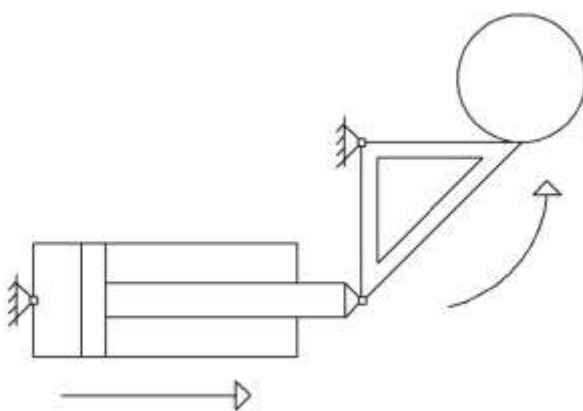
Jediný dopravník, který splňuje požadavky pro přepravu tlakových lahví je dopravník krokový. Práce se proto v dalších krocích zabývá návrhem hydraulického pohonu krokového dopravníku.

4 KINEMATICKÝ NÁVRH

Kinematický návrh je rozdělen do čtyř kroků. První a třetí krok je realizován přes pravoúhlý kinematický trojúhelník, druhý a čtvrtý krok je prováděn pomocí pojízdného vozíku.

4.1 ZVEDÁNÍ ZÁTĚŽE

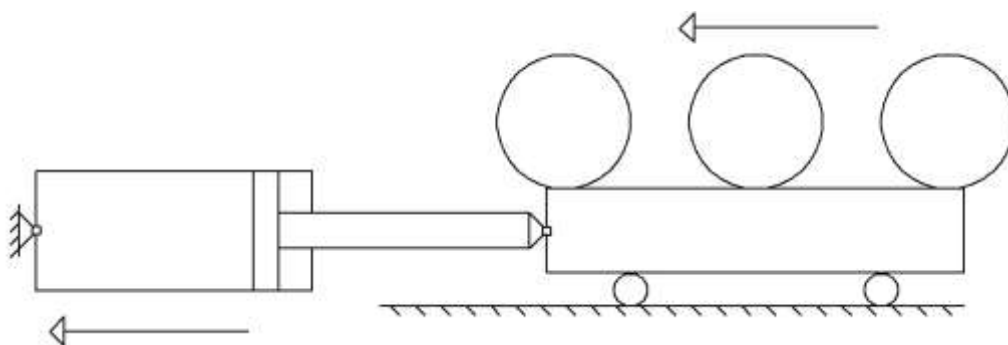
Zvedání zátěže je zobrazeno na Obr. 4.1. Koncová poloha je znázorněna na Obr. 4.3.



Obr. 4.1 Kinematické schéma při zvedání

4.2 POSUV ZÁTĚŽE DOPŘEDU

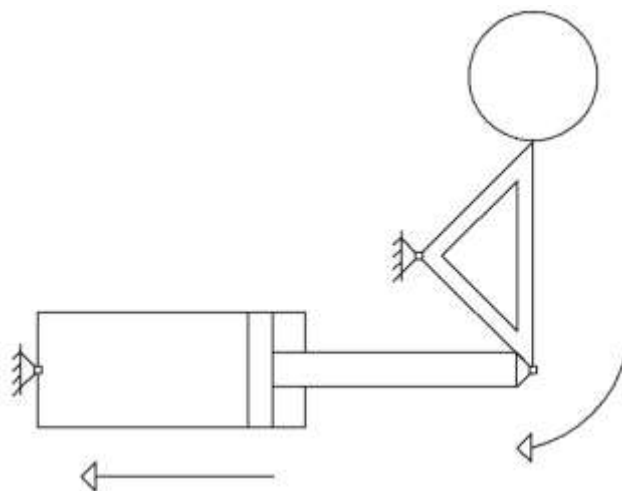
Posuv zátěže je realizován pomocí pojízdného vozíku a je znázorněn na kinematickém schématu, Obr. 4.2.



Obr. 4.2 Kinematické schéma při posuvu

4.3 SPOUŠTĚNÍ ZÁTĚŽE

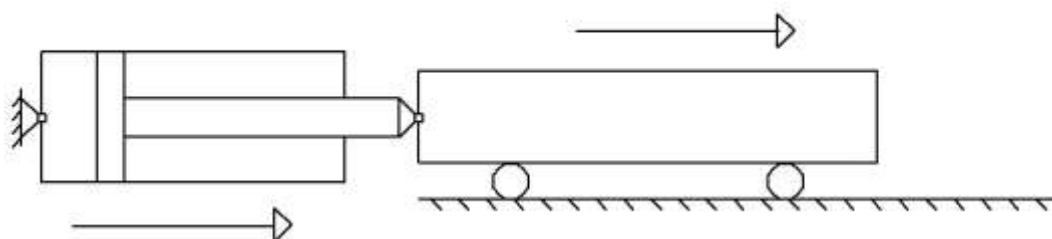
Spouštění zátěže zobrazuje kinematické schéma, Obr. 4.3.



Obr. 4.3 Kinematické schéma při spouštění zátěže

4.4 POSUV ZPĚT BEZ ZÁTĚŽE

Čtvrtý krok bez zátěže, Obr. 4.4. Pojízdný vozík se vrací do původní polohy, znázorňuje Obr. 4.2.



Obr. 4.4 Kinematické schéma při posuvu zpět bez zátěže

5 SILOVÉ VÝPOČTY

Pro určení maximálních sil působících na dopravník, resp. na přímočaré hydromotory, se bude vycházet z plně zatíženého dopravníku, který zvedne 7 kusů tlakových lahví. Jedna tlaková láhev o maximální hmotnosti $m_L = 100$ [kg].

Hmotnost láhve – $m_L = \text{max. } 100$ [kg]

Počet zvedaných lahví – $i_L = \text{max. } 7$ [ks]

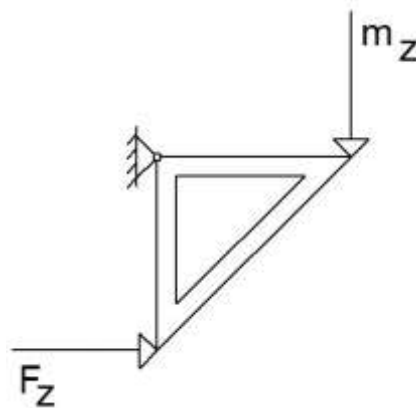
Hmotnost zvedaného stolu – $m_S = \text{max. } 300$ [kg]

Hmotnost celkového zatížení zjistíme z rovnice:

$$m_Z = (m_L \cdot i_L) + m_S \quad (5.1)$$

$$m_Z = (100 \cdot 7) + 300$$

$$m_Z = 1000 \text{ [kg]}$$



Obrázek 5.1 Kinematické schéma zatížení

Síla F_Z – síla působící při zvedání zatížení

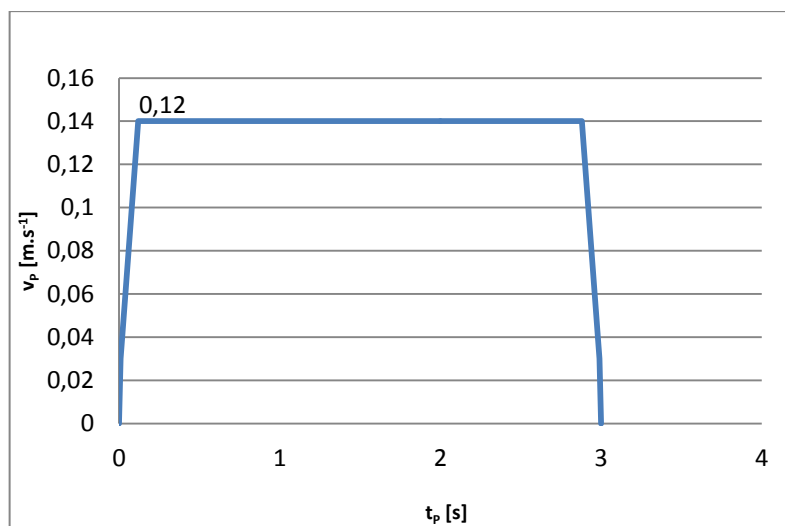
$$F_Z = m_Z \cdot g \quad (5.2)$$

$$F_Z = 1000 \cdot 9,81$$

$$F_Z = 9810 \text{ [N]}$$

Síla F_P – síla působící při posuvu zatížení

Doba rozběhu hydromotoru určena $t_p = 0,12 \text{ [s]}$



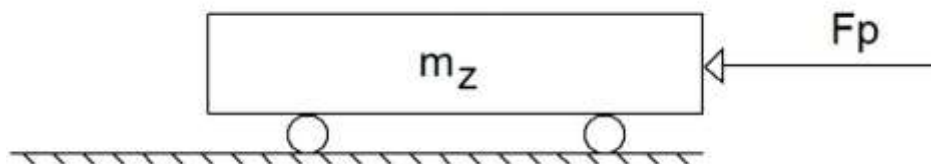
Graf 5.1 Závislost rychlosti vysouvání pístnice na čase

Velikost zrychlení zjištěná z rovnice:

$$a = \frac{v_{1P}}{t_p} \quad (5.3)$$

$$a = \frac{0,14}{0,12}$$

$$a = 1,16 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-2}]$$



Obr. 5.2 Kinematické schéma

Součinitel bezpečnosti zvolen $n_S = 1,5$ [5]

$$F_P = m_Z \cdot a \cdot n_S \quad (5.4)$$

$$F_P = 1000 \cdot 1,16 \cdot 1,5$$

$$F_P = 1740[\text{N}] \doteq 1750 [\text{N}]$$

6 SILOVÝ ROZBOR

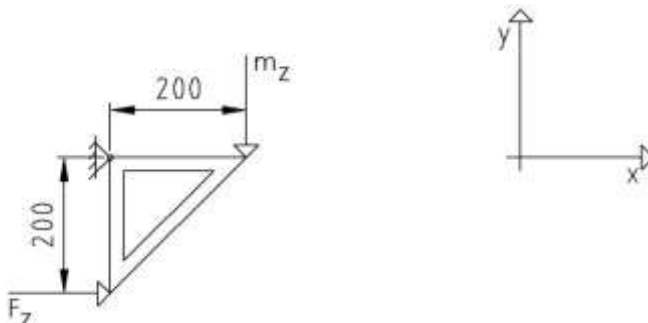
Silový rozbor dokazuje, že se poměry délek v ose x a ose y od pevné podpěry nemění, proto při zvedání a spouštění zátěže působí na hydromotor konstantní síla.

Popis veličin:

m_Z – zatěžující síla

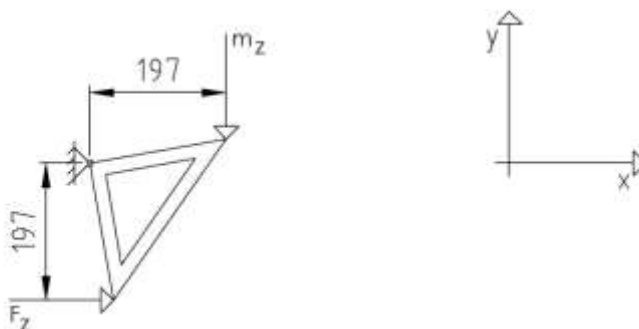
F_Z – síla potřebná ke zvednutí zátěže (výpočet síly viz vzorec 5.2)

Poloha 0 – natočení vůči ose x o $0 [^\circ]$ (základní poloha)



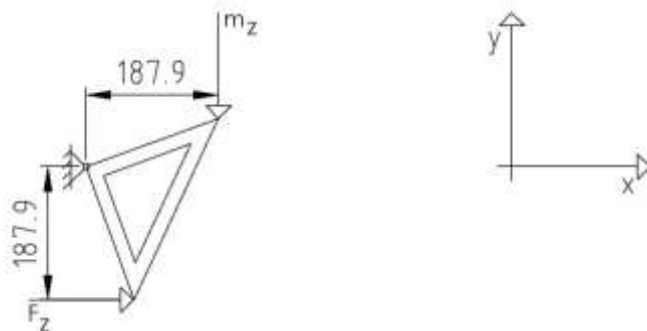
Obr. 6.1 Silový rozbor v základní poloze

Poloha 1 – natočení vůči ose x o $10 [^\circ]$



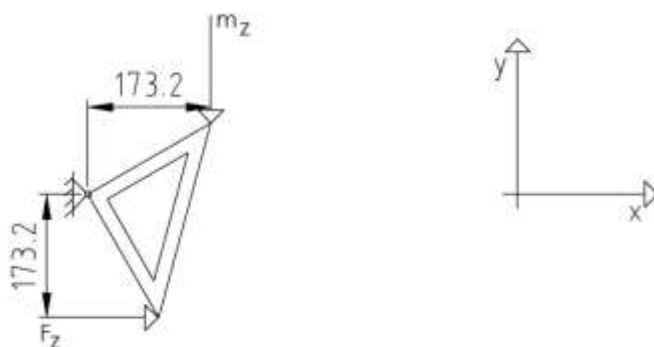
Obr. 6.2 Silový rozbor při natočení $10 [^\circ]$

Poloha 2 – natočení vůči ose x o 20 [°]



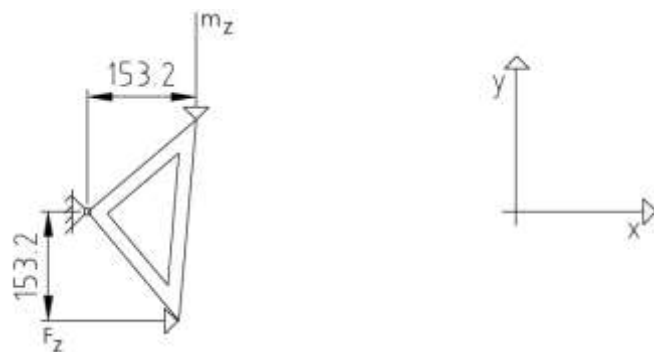
Obr. 6.3 Silový rozbor při natočení 20 [°]

Poloha 3 – natočení vůči ose x o 30 [°]



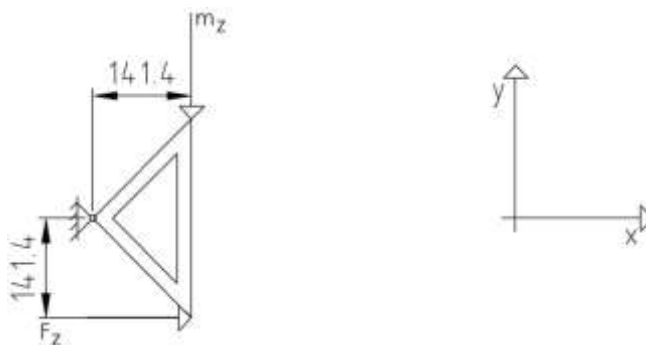
Obr. 6.4 Silový rozbor při natočení 30 [°]

Poloha 4 – natočení vůči ose x o 40 [°]



Obr. 6.5 Silový rozbor při natočení 40 [°]

Poloha 5 – natočení vůči ose x o 45 [°] (koncová poloha)



Obr. 6.6 Silový rozbor při natočení 45 [°]

Tab. 6.1 Porovnání hodnot silového rozboru

Poloha [1]	Natočení [°]	Vzdálenost		Poměr vzdáleností [1]
		Osa x [mm]	Osa y [mm]	
0	0	200	200	1
1	10	197	197	1
2	20	187,9	187,9	1
3	30	173,2	173,2	1
4	40	153,2	153,2	1
5	45	141,4	141,4	1

7 ODHAD HYDROMOTORŮ

Autor bakalářské práce po prostudování literatury, skript s podobnými obvody s takovým zatížením a po konzultaci s odborníky z oboru, odhaduje následující hydromotory.

Pro zvedání zátěže odhaduje hydromotor 1: 70 / 36 – 90

Pro posouvání zátěže odhaduje hydromotor 2: 50 / 25 - 420

7.1 URČENÍ KINEMATIKY POHYBU A DOBY CYKLU

Doba cyklu je 12 sekund, tato doba je rozdělena do čtyř kroků:

1) Při prvním kroku se pístnice hydromotoru 1 vysouvá a zvedá zátěž přes kinematický trojúhelník, potřebný čas je $t_1 = 2,5$ [s].

2) U druhého kroku je pístnice hydromotoru 2 zasouvána, zatížení se pohybuje dle Obr. 7.1.2, potřebný čas $t_2 = 3$ [s].

3) Při třetím kroku je pístnice hydromotoru 1 zasouvána, tím se spouští zatížení do základní polohy, potřebný čas je $t_3 = 1,5$ [s].

4) Poslední, čtvrtý krok, je vrácení hydromotoru 2 do vysunuté polohy již bez zatížení za čas $t_4 = 5$ [s].

Krok 1

Čas potřebný ke zvednutí zátěže $t_1 = 2,5$ [s].

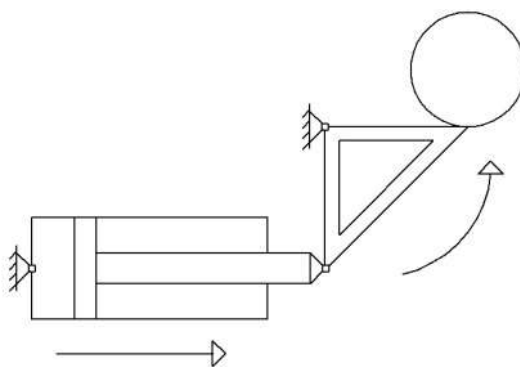
v_{1Z} – rychlost vysouvání pístnice hydromotoru 1

s_{HM1} – zdvih hydromotoru 1

$$v_{1Z} = \frac{s_{HM1}}{t_1} \quad (7.1.1)$$

$$v_{1Z} = \frac{0,09}{2,5}$$

$$v_{1Z} = 0,036 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$



Obr. 7.1.1 Kinematické schéma při zvedání

Krok 2

Čas potřebný k posunu $t_2 = 3$ [s].

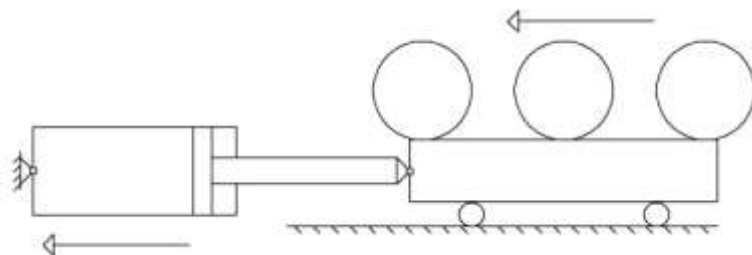
v_{1P} – rychlost zasouvání pístnice hydromotoru 1

s_{HM2} – zdvih hydromotoru 2

$$v_{1P} = \frac{s_{HM2}}{t_2} \quad (7.1.2)$$

$$v_{1P} = \frac{0,42}{3}$$

$$v_{1P} = 0,14 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$



Obr. 7.1.2 Kinematické schéma při posuvu

Krok 3

Čas potřebný ke spuštění zátěže $t_3 = 1,5 \text{ [s]}$.

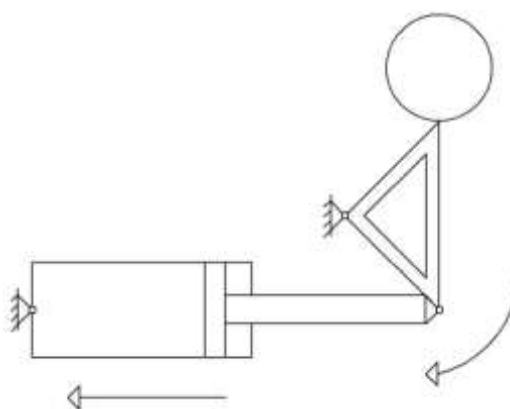
v_{2Z} – rychlost zasouvání pístnice hydromotoru 1

s_{HM1} – zdvih hydromotoru 1

$$v_{2Z} = \frac{s_{HM1}}{t_3} \quad (7.1.3)$$

$$v_{2Z} = \frac{0,09}{1,5}$$

$$v_{2Z} = 0,06 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$



Obr. 7.1.3 Kinematické schéma při spouštění zátěže

Krok 4

Čas potřebný k posuvu $t_4 = 5 \text{ [s]}$.

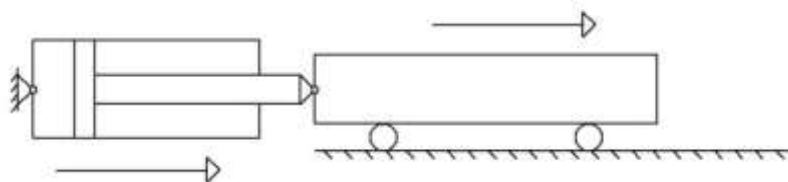
v_{2P} – rychlost vysouvání pístnice hydromotoru 2

s_{HM2} – zdvih hydromotoru 2

$$v_{2P} = \frac{S_{HM2}}{t_4} \quad (7.1.4)$$

$$v_{2P} = \frac{0,42}{5}$$

$$v_{2P} = 0,084 \text{ [m} \cdot \text{s}^{-1}\text{]}$$



Obr. 7.1.4 Kinematické schéma při posuvu zpět bez zátěže

7.2 VÝPOČET TLAKŮ A PRŮTOKŮ

Krok 1

Výpočet průtoků:

$$Q_{1Z} = S_{1Z} \cdot v_{1Z} \quad (7.2.1)$$

$$Q_{1Z} = \frac{\pi \cdot D_Z^2}{4} \cdot v_{1Z}$$

$$Q_{1Z} = \frac{\pi \cdot 0,07^2}{4} \cdot 0,036$$

$$Q_{1Z} = 1,385 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}\text{]} = 8,31 \text{ [dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}\text{]}$$

Výpočet tlaků:

$$p_{1Z} = \frac{F_Z}{S_{1Z}} \quad (7.2.2)$$

$$p_{1Z} = \frac{F_Z}{\frac{\pi \cdot D_Z^2}{4}}$$

$$p_{1Z} = \frac{9810}{\frac{\pi \cdot 0,07^2}{4}}$$

$$p_{1Z} = 2,54 \text{ [MPa]} = 25,4 \text{ [bar]}$$

Krok 2

Výpočet průtoků:

$$Q_{1P} = S_{2P} \cdot v_{1P} \quad (7.2.3)$$

$$Q_{1P} = \frac{\pi \cdot (D_P^2 - d_P^2)}{4} \cdot v_{1Z}$$

$$Q_{1P} = \frac{\pi \cdot (0,05^2 - 0,025^2)}{4} \cdot 0,14$$

$$Q_{1P} = 2,06 \cdot 10^{-4} [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] = 12,37 [\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}]$$

Výpočet tlaků:

$$p_{1P} = \frac{F_P}{S_{2P}} \quad (7.2.4)$$

$$p_{1P} = \frac{F_P}{\frac{\pi \cdot (D_P^2 - d_P^2)}{4}}$$

$$p_{1P} = \frac{1750}{\frac{\pi \cdot (0,05^2 - 0,025^2)}{4}}$$

$$p_{1P} = 1,18 [\text{MPa}] = 11,8 [\text{bar}]$$

Krok 3

Výpočet průtoků:

$$Q_{2Z} = S_{2Z} \cdot v_{2Z} \quad (7.2.5)$$

$$Q_{2Z} = \frac{\pi \cdot (D_Z^2 - d_Z^2)}{4} \cdot v_{1Z}$$

$$Q_{2Z} = \frac{\pi \cdot (0,07^2 - 0,036^2)}{4} \cdot 0,06$$

$$Q_{2Z} = 1,692 \cdot 10^{-4} [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] = 10,19 [\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}]$$

Výpočet tlaků:

$$p_{1Z} = \frac{F_Z}{S_{1Z}} \quad (7.2.6)$$

$$p_{1Z} = \frac{F_Z}{\frac{\pi \cdot (D_Z^2 - d_Z^2)}{4}}$$

$$p_{1Z} = \frac{9810}{\frac{\pi \cdot (0,07^2 - 0,036^2)}{4}}$$

$$p_{1Z} = 3,46 \text{ [MPa]} = 34,6 \text{ [bar]}$$

Krok 4

Výpočet průtoků:

$$Q_{2P} = S_{1P} \cdot v_{2P} \quad (7.2.7)$$

$$Q_{2P} = \frac{\pi \cdot D_P^2}{4} \cdot v_{2P}$$

$$Q_{2P} = \frac{\pi \cdot 0,05^2}{4} \cdot 0,084$$

$$Q_{2P} = 1,649 \cdot 10^{-4} \text{ [m}^3 \cdot \text{s}^{-1}] = 9,89 \text{ [dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}]$$

Výpočet tlaků:

$$p_{2P} = \frac{F_P}{S_{1P}} \quad (7.2.8)$$

$$p_{2P} = \frac{F_P}{\frac{\pi \cdot D_P^2}{4}}$$

$$p_{2P} = \frac{1750}{\frac{\pi \cdot 0,05^2}{4}}$$

$$p_{2P} = 0,89 \text{ [MPa]} = 8,9 \text{ [bar]}$$

Tab. 7.2 Hodnoty tlaků a průtoků

Krok	1	2	3	4
Tlak [bar]	25,4	11,8	34,6	8,9
Průtok [dm ³ ·min ⁻¹]	8,31	12,37	10,19	9,89

7.3 VYHODNOCENÍ VÝSLEDKŮ TLAKŮ A PRŮTOKŮ

Z uvedené tabulky vyplývá, že potřebujeme maximální průtok a maximální tlak. Tyto parametry jsou postačující, abychom nadimenzovali agregát.

8 NÁVRH AGREGÁTŮ

8.1 NÁVRH HYDROGENERÁTORŮ

Při návrhu hydrogenerátorů vycházíme z předchozího výpočtu průtoků, v úvahu bereme největší průtok tzn. Q_{1P} .

Výpočet geometrického objemu:

$$Q_g = Q_{1P} = 2,06 \cdot 10^{-4} [\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}]$$

$$n_g = 25 [\text{s}^{-1}] = 1450 [\text{min}^{-1}]$$

$$V_g = \frac{Q_g}{n_g} \quad [2] \quad (8.1.1)$$

$$V_g = \frac{2,06 \cdot 10^{-4}}{25}$$

$$V_g = 8,24 \cdot 10^{-6} [\text{m}^3] = 8,24 [\text{cm}^3]$$

Z katalogu Marzocchi pompe je zvolen:

Typ HG ALPP2-D-16 F-G

Jeho geometrický objem $V_g = 11,5 [\text{cm}^3]$ a skutečný průtok $Q = 16,4 [\text{dm}^3 \cdot \text{min}^{-1}]$.

S ohledem na nejvyšší vypočítaný tlak 35 [bar], je zvolen pracovní tlak v systému $p = 50 [\text{bar}]$.

8.2 NÁVRH ELEKTROMOTORU

Výpočet výkonu elektromotoru:

$$P = \frac{p \cdot Q}{60} \quad (8.2.1)$$

$$P = \frac{5 \cdot 16,4}{60}$$

$$P = 1,36 \text{ [kW]}$$

Zvolen je elektromotor nejbližší vyšší 1,5 [kW], 1450 [ot.min⁻¹]

Typ FCA 90 L-4

9 POPIS HYDRAULICKÉHO OBVODU

9.1 ZÁKLADNÍ PRVKY

Hliníková nádrž 40 [l] (1), elektromotor (3) 1,5 [kW], 1450 [ot.min⁻¹], hydrogenerátor (6), Q = 16,4 [dm.min⁻¹], p = 5 [MPa].

9.2 PŘÍSLUŠENSTVÍ

Hydraulický rozvaděč odlehčovací (9), pojistný ventil (7), optický ukazatel hladiny (15), odpadní filtr (12), vzduchový filtr (10) - sloužící zároveň jako nalévací zátka. Chlazení je zabezpečeno chladičem (11). Teplota je kontrolována termostaty (14) a hladina elektrickým spínačem hladiny (13). Potrubním rozvodem je tlakový olej rozveden po celém hydraulickém zařízení. Blok (17) je osazen rozvaděči (20, 21), škrtkovými ventily (18), hydraulickými zámky (19). Pracovní kapalina je hydraulický olej VG 46, potrubní rozvod proveden ocelovými trubkami.

9.3 POPIS FUNKCE

Tlak v hydraulickém obvodu je vyvozen hydrogenerátorem (6) po spuštění elektromotoru (3) a to do výše dané zátěží pohonu. Tlak v obvodu vznikne pouze v případě, že je pod napětím magnet funkce, kterou chceme ovládat a současně ventil (9). Elektromotor (2) běží po dobu vypnutí rozvaděče (9) naprázdno v odlehčeném stavu. Rozvaděči (20, 21) lze ovládat jednotlivé funkce stroje. Rozvaděče (20, 21) jsou do střední

polohy vrácené pružinami. Rychlost pohybu jednotlivých hydromotorů (22, 23) lze seřadit na škrtkách ventilů (18), tlak ve válcích je ve střední poloze rozvaděčů (19) uzamknut na zámcích (19). Hladina kapaliny je hlídána hladinovým spínačem (13) se dvěma hladinami. Po poklesu hladiny v nádrži na hladinu MIN I se rozsvítí světelná signalizace na příslušném panelu obsluhy jako varování "Nízká Hladina" oleje v nádrži. Žádná funkce hydraulického agregátu není omezena. Při dalším poklesu hladiny na hladinu MIN II je zastaven elektromotor MA1 (3). Tlak v obvodu je pojištěn tlakovým ventilem (7). Chlazení probíhá pomocí chladiče (11), který má vlastní elektromotor pohonu ventilátoru. Ventilátor se spouští termostatem ST1 (14), který je nastaven na 55 °C. Hystereze termostatu je cca 4 °C. Po poklesu teploty kapaliny v obvodu o hysterezi termostatu se elektromotor MA2 pohonu větráku zastaví.

10 PEVNOSTNÍ VÝPOČTY

Pevnostní výpočty jsou prováděny u nejvíce namáhaných spojů. Kostra pevného stolu je tvořena svařencem, který je bohatě nadimenzován. K nejvíce namáhaným spojům patří čepy hydromotorů a čepy kostry zvedáče. Čepy jsou počítány na smyk. U jednotlivých hydromotorů jsou kontrolovány čepy, jak u uložení na víku válce, tak u oka pístnice stejného průměru. Proto je u každého hydromotoru proveden jeden výpočet.

10.1 VÝPOČET ČEPŮ HYDROMOTORŮ

10.1.1 Hydromotor 1

Průměr čepu $d_{c1} = 30$ [mm]

$\tau_{dS} = 40$ [MPa] – dovolené smykové napětí pro ocel 11 500 [5]

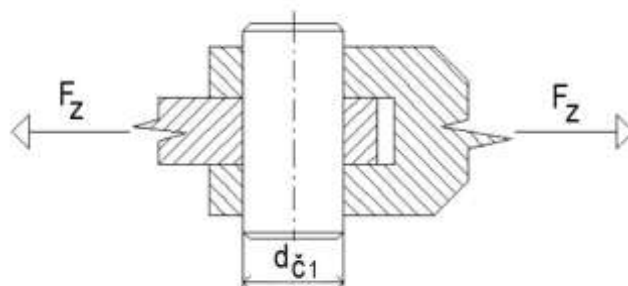
k_{SP} – provozní koeficient, hodnoty koeficientu v rozmezí 1 až 3, volím $k_{SP} = 3$ [5]

$$\tau_{S1} = k_{SP} \cdot \frac{2 \cdot F_Z}{\pi \cdot d_{\check{c}1}^2} \leq \tau_{ds} \quad [4] \quad (9.1.1.1)$$

$$\tau_{S1} = 3 \cdot \frac{2 \cdot 9810}{\pi \cdot 30^2}$$

$$\tau_{S1} = 20,8 \text{ [MPa]}$$

$$20,8 \leq 40 - \text{vyhovuje}$$



Obr. 9.1.1.1 Namáhání čepu hydromotoru 1

10.1.2 Hydromotor 2

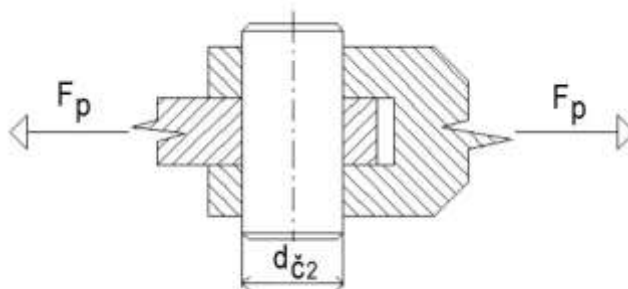
Průměr čepu $d_{\check{c}2} = 25 \text{ [mm]}$

$$\tau_{S2} = k_{SP} \cdot \frac{2 \cdot F_p}{\pi \cdot d_{\check{c}2}^2} \leq \tau_{ds} \quad [4] \quad (9.1.2.1)$$

$$\tau_{S2} = 3 \cdot \frac{2 \cdot 1750}{\pi \cdot 25^2}$$

$$\tau_{S2} = 5,34 \text{ [MPa]}$$

$$5,34 \leq 40 - \text{vyhovuje}$$



Obr. 9.1.2.1 Namáhání čepu hydromotoru 2

10.2 VÝPOČET ČEPU ZVEDAČE

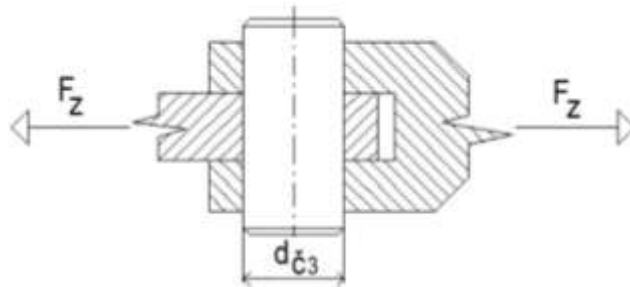
Průměr čepu kostry zvedače $d_{\check{c}3} = 30$ [mm]

$$\tau_{S3} = k_{SP} \cdot \frac{2 \cdot F_Z}{\pi \cdot d_{\check{c}3}^2} \leq \tau_{dS} \quad [4] \quad (9.2.1)$$

$$\tau_{S3} = 3 \cdot \frac{2 \cdot 9810}{\pi \cdot 30^2}$$

$$\tau_{S3} = 20,8 \text{ [MPa]}$$

$$20,8 \leq 40 - \text{vyhovuje}$$



Obr. 9.2.1 Namáhání čepu zvedače

11 ZÁVĚR

Účelem práce bylo zhodnotit použití různých druhů dopravníků pro dopravu tlakových lahví v linkách. Úkolem bylo navrhnout projekční řešení hydraulického pohonu, které bude plnit funkce krokového dopravníku.

Při rozboru použitelnosti dopravníku byly uvedeny požadavky pro přepravu tlakových lahví. Stanovená kritéria splnil jako jediný krokový dopravník. Další kapitoly práce se proto věnují funkčnímu návrhu krokového dopravníku.

Pro návrh kinematického řešení bylo využito předností kinematického trojúhelníku, přes který je řešeno zvedání stolu s tlakovými láhvemi. Zvedání a spouštění stolu zajišťuje jeden ze dvou hydromotorů. Druhý hydromotor zajišťuje posun stolu s tlakovými láhvemi.

Silové výpočty určují, s ohledem na celkové zatížení dopravníku, jednotlivé síly, ze kterých jsou následně odhadnuty hydromotory.

U silového rozboru je dokázáno, že se poměry délek v ose x a ose y od pevné podpěry nemění, proto při zvedání a spouštění zátěže působí na hydromotor konstantní síla.

Při odhadu hydromotorů byli brány v úvahu rady odborníků z oboru, kteří prošli několikaletou praxí a také odborná literatura. Pro zvedání byl odhadnut hydromotor 70 / 36 - 90 a pro posuv byl odhadnut hydromotor 50 / 25 – 420.

Doba jednoho cyklu trvá 12 sekund. Tento cyklus je rozdělen do 4 kroků, výsledkem jsou rychlosti jednotlivých válců, ze kterých byl spočítán průtok. Hodnoty výpočtů tlaků a průtoků v hydraulických válcích byly použity pro návrh hydraulického agregátu a byl navrhnout pracovní tlak kapaliny v hydraulickém obvodu.

V příloze je doloženo projekční řešení hydraulického pohonu s výpisem použitých hydraulických prvků a konstrukční návrh krokového dopravníku. Na přiloženém CD je elektronická podoba bakalářské práce.

12 POUŽITÁ LITERATURA

- [1] POLÁK, Jaromír, Karel BAILOTTI, Jiří PAVLISKA a Leopold HRABOVSKÝ. *Dopravní a manipulační zařízení II.* 104s. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 2005. Skriptum ISBN 80-248-0493-1
- [2] SIVÁK, V. *Projektování hydraulických systémů.* 331s. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1990. Skriptum ISBN 80-7078-037-1
- [3] PIVOŇKA, J. *Tekutinné mechanismy.* Praha: SNTL, 1987, 623s.
- [4] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře.* 1. vyd. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007. ISBN 80-248-1290-8.
- [5] LEINVEBER a Pavel VÁVRA. *Strojnické tabulky.* 2003. vyd. Praha: Albra, 2003. ISBN 80-86490-74-2.
- [6] Projekční materiály firmy Interfluid spol. s r. o.

Internetové zdroje:

- [7] dostupné z: <http://www.raja-lovejoy.de/> (výrobní program a katalog firmy)
- [8] dostupné z: <http://www.argo-hytos.com/> (výrobní program a katalog firmy)
- [9] dostupné z: <http://www.charvat-chs.cz/> (výrobní program a katalog firmy)
- [10] dostupné z: <http://www.marzocchipompe.com/> (výrobní program a katalog firmy)
- [11] dostupné z: <http://www.hydr-app.com/> (výrobní program a katalog firmy)
- [12] dostupné z: <http://www.hydraulics.cz/> (výrobní program a katalog firmy)
- [13] dostupné z: <http://www.yuken.co.uk/> (výrobní program a katalog firmy)
- [14] dostupné z: <http://www.stauff.com/> (výrobní program a katalog firmy)
- [15] dostupné z: <http://www.metra-su.cz/> / (výrobní program a katalog firmy)

[16] dostupné z: <http://www.emmegi-heat-exchangers.com> / (výrobní program a katalog firmy)

[17] dostupné z: <http://www.obzorpraha.cz> / (výrobní program a katalog firmy)

[18] dostupné z: <http://www.stoewer-getriebe.de> / (výrobní program a katalog firmy)

13 PŘÍLOHY

P1 – výpis hydraulických prvků

P2 – schéma hydraulického pohonu

P3 – konstrukční návrh krokového dopravníku

P4 – přiložené CD s obsahem bakalářské práce

Poděkování

Děkuji panu Dr. Ing. Miroslavu Bovovi za odborné vedení a pomoc při tvorbě této bakalářské práce.